

# MODELO LINEAL PARA LA IDENTIFICACIÓN DE VELOCIDADES CRÍTICAS EN UN TURBOCOMPRESOR DE MCIA

Miguel López Hidalgo<sup>1,\*</sup>, José Serrano Cruz<sup>2</sup> y Vicente Dolz Ruiz<sup>3</sup>

## Resumen

Los modelos lineales para identificar los puntos críticos de funcionamiento de ejes dependen en gran medida de los coeficientes lineales que representan la película de lubricación en la que el eje se apoya y las fuerzas de excitación del eje. Sin embargo, la magnitud de los coeficientes de la película de lubricación determinados en los estudios de dinámica rotacional para turbocompresores (TC) de motores de combustión interna alternativos (MCIA) todavía presentan una gran incertidumbre, es por esto por lo que se han estimado los coeficientes lineales que representan la película de lubricación hidrodinámica en un turbocompresor de automoción con cojinete semiflotante mediante diferentes metodologías. Estas metodologías están basadas en la resolución de la película de lubricación con la ecuación de Reynolds mediante diferentes aproximaciones. Estas aproximaciones son la de cojinete corto y la de cojinete de largo infinito. Para generar las fuerzas de excitación sobre las ruedas del compresor y de la turbina se han hecho ensayos con distintas magnitudes con una frecuencia síncrona. Al final, los parámetros de entrada del modelo (coeficientes lineales de la película de lubricación y fuerzas síncronas) son ajustados con medidas experimentales de la órbita descrita por la punta del eje en el lado del compresor y se han identificado los principales puntos críticos de funcionamiento relacionados con la frecuencia síncrona del eje mediante un diagrama de Campbell. Los resultados obtenidos son validados con medidas experimentales.

**Palabras clave:** Coeficientes lineales, ecuación de Reynolds, película de lubricación.

## Abstract

Linear models to identify critical points of operation depend largely on linear coefficients representing film lubrication, in which the shaft is supported, and the exciting forces of the shaft. However, the magnitudes of the coefficients of the oil film determined in rotational dynamics studies of small turbochargers (TC) still have great uncertainty. In present paper the linear coefficients of the film hydrodynamic lubrication in automotive turbocharger with semi-floating bearings have been estimated using different methodologies. These methodologies are based on the resolution of the film lubrication Reynolds equation using different approaches. These approaches are short bearing and long infinite bearing. Different tests have been made with various magnitudes with a synchronous frequency to generate excitation forces on the compressor and turbine wheels. At the end, the input parameters of the model (linear coefficients of the lubrication film and synchronous forces) are fitted in order to predict the measured orbit described by the shaft tip on the compressor side. The main critical operation points have been identified by a Campbell diagram. These points are related with the synchronous frequencies of the shaft. The obtained results have been compared with experimental measurements.

**Keywords:** Linear coefficients, lubrication film, Reynolds equation.

<sup>1,\*</sup>Doctor en Sistemas Propulsivos en Medios de Transporte, Ingeniero en Mecánica Automotriz, Profesor Titular Auxiliar, Universidad del Azuay. Autor para correspondencia ✉: [alopezh@uazuay.edu.ec](mailto:alopezh@uazuay.edu.ec)

<sup>2</sup>Doctor Ingeniero Industrial, Catedrático de Universidad, CMT – Motores Térmicos, Universitat Politècnica de València.

<sup>3</sup>Doctor Ingeniero Industrial, Profesor Contratado Doctor, CMT – Motores Térmicos, Universitat Politècnica de València.

Recibido: 07-10-2014, Aprobado tras revisión: 22-11-2014.

Forma sugerida de citación: López, M.; Serrano, J.; Dolz, V. (2014). "Modelo lineal para la identificación de velocidades críticas en un turbocompresor de MCIA". INGENIUS. N.º 12, (Julio-Diciembre). pp. 55-61. ISSN: 1390-650X.

## 1. Introducción

La tendencia de mejorar la eficiencia, disminuir las emisiones, incrementar la potencia específica y disminuir la cilindrada de los MCIA se denomina “*downsizing*” y una de las estrategias que más se ha venido utilizando para cumplir con esta tendencia es la sobrealimentación mediante TC [1]. Los TC que se utilizan en MCIA tienen un nivel de exigencia muy alto en su funcionamiento, como un ejemplo se puede citar la tasa de aceleración rotacional que en turbocompresores pequeños puede llegar hasta los 500 000 rpm/s. Debido a estas exigencias las características dinámicas y termofluidodinámicas deben ser estudiadas minuciosamente para aprovechar al máximo la eficiencia de los TC. En este contexto el estudio de la dinámica rotacional nos permite tener una visión más detallada del comportamiento del turbocompresor y permite identificar las principales fuentes de excitación.

En su mayoría los tipos de apoyos en turbocompresores de MCIA son de lubricación hidrodinámica [2], hay otros tipos como apoyos de rodamientos, pero son menos utilizados debido a su mayor costo. El comportamiento de la película de lubricación se puede aproximar alrededor de un punto con un modelo lineal de muelle y amortiguador, si los movimientos excéntricos del eje son pequeños. Sin embargo, el comportamiento de esta película de lubricación es muy poco lineal, más aún cuando las excentricidades con las que se mueve el eje son importantes, aún así en la actualidad debido a su sencillez, se siguen utilizando los coeficientes lineales en la mayoría de modelos de dinámica rotacional.

Los estudios experimentales para determinar los coeficientes lineales de la película de lubricación tradicionalmente se han realizado en ejes de mayores dimensiones [3], [4] que las de los ejes de TC de MCIA, debido a la dificultad de instrumentación de los TC por su pequeño tamaño. También se han estudiado las películas de lubricación mediante diferentes códigos de CFD para obtener los coeficientes lineales [5], [6] y estimar las pérdidas por fricción del lubricante [7].

Los estudios de dinámica rotacional pretenden identificar los puntos críticos de excitación del movimiento para poderlos evitar de distintas maneras, como por ejemplo modificando las características de rigidez o amortiguación del sistema de apoyo del eje [7]. Sin embargo, en turbocompresores de MCIA debido al rango tan amplio de regímenes de giro en los cuales funcionan, es difícil evitar estos puntos críticos de excitación, por lo tanto, se deben identificar para entender las causas físicas de las excitaciones y poderlas atenuar. Al disminuir la amplitud de movimiento del eje se podría disminuir la holgura entre los álabes de la rueda del compresor y la voluta llegando a tener mejoras en el rendimiento de un compresor [8].

Tradicionalmente, los modelos físicos de dinámica rotacional resuelven la ecuación (1) en la que se consideran como parámetros de entrada la geométrica y el material del rotor, los coeficientes lineales de amortiguación y rigidez de la película de lubricación y los coeficientes de rigidez y amortiguación correspondientes al rotor. También se deben considerar las fuerzas de excitación que actúan sobre el rotor, como por ejemplo, en el caso de TC de MCIA pueden estar relacionadas con el desequilibrio del rotor, fuerzas pulsantes relacionadas con los gases de escape o del aire en la admisión o excitaciones estructuras provenientes del motor.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + (\mathbf{Cs} + \mathbf{C})\dot{\mathbf{q}} + (\mathbf{Ks} + \mathbf{K})\mathbf{q} = \mathbf{f}(\mathbf{t}) \quad (1)$$

Donde:

- M**: Matriz de masas e inercias del rotor.
- Cs**: Matriz de coeficientes de amortiguación del eje.
- C**: Matriz de coeficientes de amortiguación de la película de lubricación.
- Ks**: Matriz de coeficientes de rigidez del eje.
- K**: Matriz de coeficientes de rigidez de la película de lubricación.
- q**: Vector de vibración del eje.
- f**: Vector de fuerzas de excitación.

La identificación de los puntos críticos de funcionamiento en TC pueden ser identificados con un modelo lineal mediante diagramas de Campbell [8], [9], [10], [11]. Sin embargo, estos se han realizado para TC con cojinetes flotantes y existen discrepancias entre los regímenes de giro de los puntos críticos.

Para la validación de los modelos de dinámica rotacional se han utilizado diferentes técnicas de medida como por ejemplo: sensores inductivos [10], [11] y vibrómetros de láser Doppler [12]. En este trabajo se ha utilizado una técnica de medida basada en el efecto albedo con sensores infrarrojos.

## 2. Metodología

En los modelos físicos sobre dinámica rotacional existen algunos parámetros de entrada y para que el modelo pueda reproducir con mayor exactitud la realidad, se dependerá del conocimiento que se tenga de estos parámetros. Como se explicó anteriormente según la ecuación (1) de la dinámica rotacional, son necesarios algunos parámetros de entrada. Para estimar los parámetros de entrada al modelo se han realizado estudios teóricos y experimentales.

Primero se lleva a cabo un *preproceso*. Se realiza la geometría del rotor mediante un software de CAD y con valores medidos de las masas y densidad de los

materiales experimentalmente. Con esta información se pueden establecer las masas e inercias correspondientes al rotor. La geometría es simplificada de 3D a un modelo axisimétrico 2D, se mantienen las características físicas de masas e inercias, esto para disminuir el tiempo de cálculo con el modelo de elementos finitos utilizado. Con esta geometría simplificada se hace un mallado del rotor en estudio para poder calcular con el modelo de elementos finitos.

Después se hacen estudios para determinar de manera preliminar los **parámetros de entrada** el modelo:

- Se modela la película de lubricación de un TC con cojinetes semiflotantes. Esto se realiza para aproximar los valores preliminares de los coeficientes correspondientes a la película de lubricación. Se resuelve la ecuación de Reynolds bajo diferentes hipótesis.
- Se estudia las fuerzas de excitación del eje. Se ha considerado solo una fuerza de excitación síncrona con el movimiento del eje y para determinar el rango preliminar de las fuerzas que pueden actuar sobre el eje se han realizado ensayos de vibración del eje con distintos niveles de desequilibrio en un banco de equilibrado de ejes.

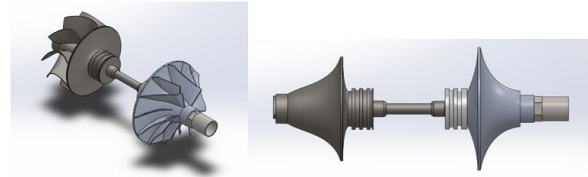
Con el estudio preliminar se hace un ajuste final de los parámetros de entrada. Para esto se realiza un ajuste de los coeficientes de la película de lubricación y de las fuerzas de excitación mediante un estudio de disminución de errores. El estudio de disminución de errores consiste en minimizar el error entre los parámetros de la medida experimental de la órbita en la punta del eje del compresor y la órbita en el compresor que reproduce el modelo.

Al final con los coeficientes ajustados se predicen los **puntos críticos** que puede tener el rotor de un TC con cojinetes semiflotantes bajo las suposiciones del estudio realizado y se compara los resultados del modelo con los resultados experimentales obtenidos con el mismo TC.

## 2.1. Preproceso

Primero se realizó la geometría en 3D con álabes y con la mayoría de detalles del rotor como se puede ver en la Figura 1 (izquierda). Para que los elementos del rotor tengan mayor exactitud con las inercias reales se ha realizado una medida de las densidades de los materiales de cada una de las partes del rotor, estas densidades se han asignado a cada elemento correspondientemente en el programa de CAD utilizado para realizar la geometría. Esta geometría 3D ha sido simplificada en un sólido en rotación, Figura 1 (derecha), manteniendo las características físicas del eje como la

masa, su centro de gravedad y las principales inercias, el error entre las inercias de la geometría inicial y la geometría simplificada es despreciable. En la Tabla 1, se puede ver una comparación de las características del rotor con álabes a la izquierda y sin álabes a la derecha (sólido en rotación).



**Figura 1.** Geometría del rotor 3D y geometría del sólido en rotación.

**Tabla 1.** Características físicas del rotor con álabes y simplificado.

	Modelo con álabes	Modelo sin álabes
<b>Masa (g)</b>	125	125
<b>Volumen (mm<sup>3</sup>)</b>	22513	22513
<b>Centro de masas (mm)</b>		
x	0.065	0.065
y	0	0
z	0	0
<b>Momentos de inercia (g/mm<sup>2</sup>)</b>		
Id	10961	10961
Itry	106917	106916
Itrz	106917	106917

## 2.2. Parámetros de entrada en el modelo

Los parámetros de entrada del modelo están divididos en dos grupos: primero, coeficientes de amortiguación y rigidez de la película de lubricación y segundo, las fuerzas de desequilibrio que actúan sobre el eje. Para determinar el primer parámetro de entrada (los coeficientes de rigidez y amortiguación de la película de lubricación) se realizaron varios cálculos analíticos mediante la resolución de la ecuación de Reynolds. Para el segundo parámetro de entrada se han realizado varios ensayos para determinar el orden de magnitud de las fuerzas de desequilibrio que actúan sobre el rotor de un turbocompresor.

### 2.2.1. Cálculo de los coeficientes de rigidez y amortiguación de la película de lubricación

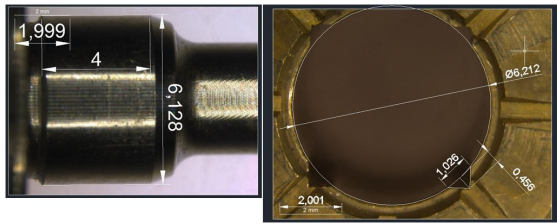
Como se mencionó en la introducción, otros investigadores han realizado diferentes estudios teóricos y experimentales sobre la identificación de coeficientes de amortiguación y rigidez en cojinetes radiales, pero en su mayoría en máquinas de gran tamaño. También se han desarrollado comparaciones de las diferentes

soluciones de la ecuación de Reynolds, llegando a la conclusión de que para valores pequeños de excentricidad todas las soluciones tienen errores que no son significativos [5]. Sin embargo, para valores de excentricidad más elevados las diferencias entre soluciones son más relevantes.

Los primeros cálculos para estimar los coeficientes de la película de lubricación se realizaron con la aproximación de cojinete infinito y cojinete corto para la solución de la ecuación de Reynolds y con una zona en la que se considera cavitación manteniendo un valor constante de la presión en esa zona, esto se basa en la aproximación de la película de lubricación según Gumbel [13].

Las características geométricas del eje y del cojinete semiflotante del turbocompresor Honeywell-GT14 han sido utilizadas para el cálculo de la presión. En la Figura 2 se pueden ver las medidas del apoyo del eje (izquierda) y el cojinete (derecha), estas fotografías se realizaron con una lupa microscópica, con el objetivo de aumentar la precisión y la exactitud en la medida.

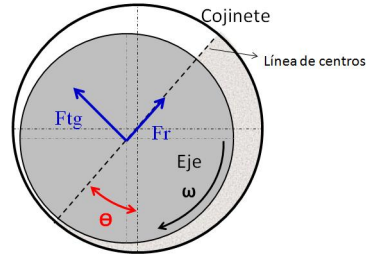
La holgura de lubricación con un eje totalmente centrado es de 0.042 mm, para esta geometría.



**Figura 2.** Fotografía en microscopía del eje y cojinete.

En la Figura 3 se observa un esquema de las fuerzas de la película de lubricación sobre el eje. Estas fuerzas son el resultado de la integración de la distribución de presión alrededor del eje y esta distribución de presión puede ser estimada con la resolución de la ecuación de Reynolds bajo diferentes hipótesis como de cojinete corto, cojinete infinito o cojinete finito [13]. En este trabajo se estima la distribución de presión con las hipótesis de cojinete corto y cojinete infinito, como primera aproximación para encontrar los valores de los coeficientes de la película de lubricación.

Las fuerzas sobre el cojinete pueden ser representadas en coordenadas cartesianas según las ecuaciones (2) y (3). En estas ecuaciones se ven que las fuerzas  $F_{xcoj}$  y  $F_{ycoj}$  que dependen de la excentricidad  $k$ , la velocidad de variación de dicha excentricidad  $\dot{k}$ , la posición angular del eje  $\theta$ , la velocidad de la órbita que describe el eje  $\dot{\theta}$  (denominada *whirl velocity*) y la velocidad rotacional del eje  $\omega$ .



**Figura 3.** Fuerzas en cojinete.

$$F_{xcoj} = Fr \sin \theta + Ftg \cos \theta \equiv f_1(k, \dot{k}, \theta, \dot{\theta}, \omega) \quad (2)$$

$$F_{ycoj} = -Fr \cos \theta + Ftg \sin \theta \equiv f_2(k, \dot{k}, \theta, \dot{\theta}, \omega) \quad (3)$$

Las ecuaciones (2) y (3) de las fuerzas del cojinete pueden ser linealizadas con las series de Taylor como se explica en la referencia [14], quedando las fuerzas en función de coeficientes, posiciones y velocidades como se ve en las ecuaciones (4) y (5).

$$F_{xcoj} \approx \left( \frac{\partial f_1}{\partial x} x + \frac{\partial f_1}{\partial y} y + \frac{\partial f_1}{\partial \dot{x}} \dot{x} + \frac{\partial f_1}{\partial \dot{y}} \dot{y} \right) \quad (4)$$

$$F_{ycoj} \approx \left( \frac{\partial f_2}{\partial x} x + \frac{\partial f_2}{\partial y} y + \frac{\partial f_2}{\partial \dot{x}} \dot{x} + \frac{\partial f_2}{\partial \dot{y}} \dot{y} \right) \quad (5)$$

Donde:

$\frac{\partial f_i}{\partial q}$  es la variación de la fuerza con respecto a la posición. A este *ratio* se lo denomina coeficientes de rigidez ( $i = 1, 2, q = x, y$ ).

$\frac{\partial f_i}{\partial \dot{q}}$  es la variación de la fuerza con respecto a la velocidad. A este *ratio* se lo denomina coeficientes de rigidez ( $i = 1, 2, q = x, y$ ).

Estos coeficientes pueden ser expresados de forma más general como la ecuación (6).

$$k_{iq} = \left( \frac{\partial f_i}{\partial q} \right) c_{iq} = \left( \frac{\partial f_i}{\partial \dot{q}} \right) \quad (6)$$

Donde, trabajando en coordenadas cartesianas:  $i = x, y$  &  $q = x, y$ ; siendo  $i$  la dirección de la fuerza y  $q$  la dirección del desplazamiento o velocidad.

En este trabajo el cálculo de los coeficientes se realiza con una excentricidad de hasta  $k = 0.21$  en la que las fuerzas resultantes de la película de lubricación tienen un comportamiento lineal, este cálculo se realiza con la suposición de cojinete corto y cojinete largo.

También se estiman los coeficientes a partir de una órbita experimental medida en la punta del eje en el compresor y la órbita en el interior de los cojinetes es estimada, con la suposición de eje rígido (es decir, sin deformaciones) y movimiento cónico. En este caso la excentricidad se encuentra entre  $k = 0.10$  y  $k = 0.38$ . La suposición de una zona lineal de movimiento en

**Tabla 2.** Coeficientes de la película de lubricación bajo diferentes suposiciones.

Cojinetes semiflotantes (150 krpm)					
	Cojinete largo	Cojinete largo	Error	Cojinete corto	Error
Kxx (N/m)	-5.92E5	-5.43E5	0.08	-5.98E5	0.01
Kxy (N/m)	2.29E6	4.84E6	1.11	2.66E6	0.16
Kyy (N/m)	-2.33E6	-4.82E6	1.07	-2.69E6	0.15
Kyx (N/m)	-6.11E5	-5.45E5	0.11	-6.13E6	0.00
Cxx (Ns/m)			229		
Cxy (Ns/m)			111		
Cyy (Ns/m)			-79		
Cyx (Ns/m)			259		

los cojinetes o de eje rígido para el cálculo de los coeficientes es una estrategia utilizada con anterioridad por otros autores [2], [15].

En la Tabla 2 se presentan los resultados de los cálculos de los coeficientes bajo las suposiciones realizadas.

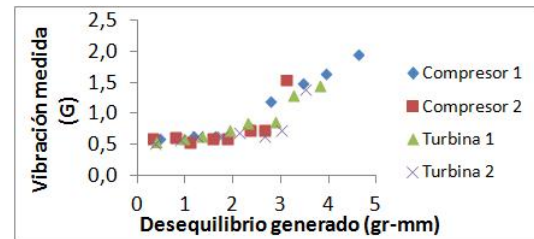
### 2.2.2. Determinación de las fuerzas de excitación

Para determinar las fuerzas de excitación se han estudiado experimentalmente las fuerzas que pueden tener de desequilibrio y que actúan sobre el rotor. Para esto se utilizó un equipo de equilibrado de ejes para medir las vibraciones que tiene el eje. La metodología utilizada es llegar al límite de vibración estable que permite el eje con distintas masas acopladas, para medir esta vibración se probó con distintas masas desde 0,02 g hasta 0,2 g sobre diferentes posiciones de las ruedas del compresor y la turbina. Los resultados indican que el límite de desequilibrio para un incremento súbito de las vibraciones para el caso del rotor del turbocompresor en estudio puede ser de 2.7 g/mm, en la Figura 4 se pueden ver los resultados de estas medidas.

### 2.3. Ajuste de la órbita modelada y medida experimentalmente

En los apartados anteriores se han estimado los coeficientes de rigidez y amortiguación bajo algunas suposiciones y con diferentes métodos y se ha visto que las estimaciones están dentro de lo esperado según la bibliografía consultada, también se obtuvo experimentalmente un rango de valores para las fuerzas de excitación que pueden actuar sobre el rotor en estudio. En este apartado se presenta un ajuste de la órbita modelada con la experimental partiendo como referencia de los coeficientes de rigidez (los coeficientes de amortiguación se mantienen constantes) y del rango de fuerzas estimados anteriormente. Se realizó un estudio de errores para ajustar la órbita del modelo con la órbita experimental tratando de minimizar los errores

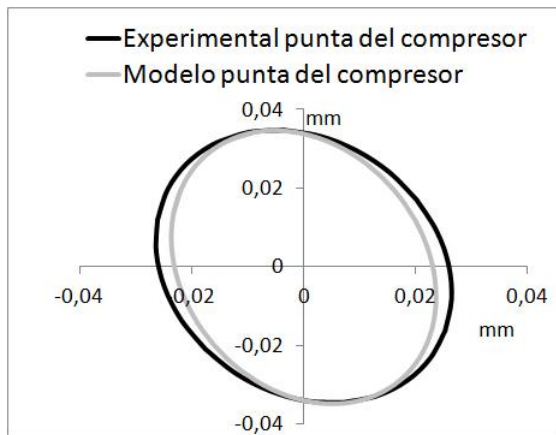
entre tres parámetros que definen a la elipse: el semieje mayor, el semieje menor y el ángulo de inclinación del semieje mayor. Según el estudio realizado el ajuste óptimo de la órbita modelada a la experimental es con un desequilibrio de 0.25 g/mm para el compresor (F1) y 0.25 g/mm para la turbina (F2), y la posición de las fuerzas son: 0.020 m (D1) para la fuerza en el compresor y 0.101 m (D2) para la fuerza en el lado de la turbina. Los coeficientes de rigidez y amortiguación para el ajuste óptimo se ven en la Tabla 3.

**Figura 4.** Límites de desequilibrio experimentales.**Tabla 3.** Coeficientes con ajuste óptimo.

Coeficientes finales con ajuste óptimo	
kxx (N/m)	-1.78E6
kxy (N/m)	-6.87E6
kyy (N/m)	7.00E6
kyx (N/m)	-1.83E6
cxx (Ns/m)	229
cxy (Ns/m)	111
cyy (Ns/m)	-71
cyx (Ns/m)	259

En la Figura 5 se observan las órbitas correspondientes a la órbita ajusta con el estudio de errores y la órbita medida experimentalmente, las dos son a 150 krpm. Los errores de los parámetros entre la órbita medida y modelada son semieje mayor 0,2%, semieje menor 7% y ángulo de inclinación 2%.



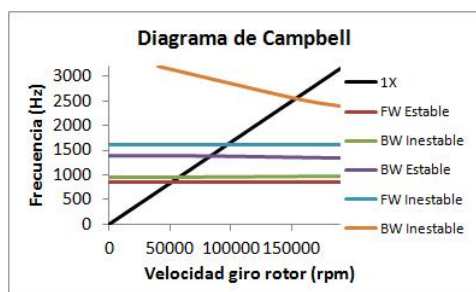


**Figura 5.** Órbita experimental y modelada a 150 krpm.

### 3. Resultados y discusión

Para la identificación de los puntos críticos mediante el modelo lineal y el diagrama de Campbell se utilizan los coeficientes con los que se ajustó la órbita en el apartado anterior.

En el diagrama de la Figura 6 se observa un diagrama de Campbell en el cual se identifican los puntos críticos para el rotor del TC Honeywell-GT14. En este diagrama están representados los modos propios de vibración del rotor (líneas horizontales y línea inclinada con distintos nombres en la leyenda) y la excitación debida al desequilibrio del eje con una frecuencia síncrona (línea color negro 1X). En los puntos en los que se cruzan las líneas correspondientes a los modos propios y la línea correspondiente a la excitación se dan las resonancias o puntos críticos de movimiento. A 50 krpm aprox. se observa el primer punto crítico con un movimiento de giro Forward, a 55 krpm aprox. un movimiento Backward, a 85 krpm aprox. un movimiento Backward, a 100 krpm aprox. un movimiento Forward, y el último punto crítico es un Backward a 150 krpm aprox. Estos modos de vibración son para excitaciones con frecuencias armónicas al régimen de giro del rotor.

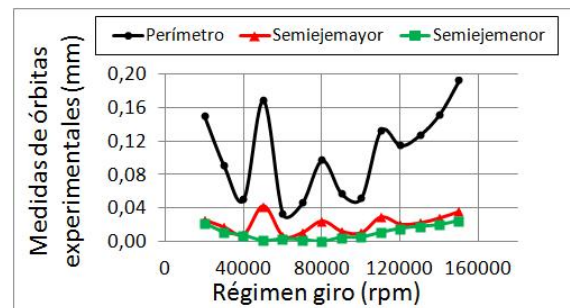


**Figura 6.** Diagrama de Campbell TC Honeywell-GT14.

Los puntos críticos calculados con diferentes valores de coeficientes de rigidez bajo las diferentes suposi-

ciones de cálculo (cojinete corto, cojinete largo y eje rígido) pueden generar diferencias en los regímenes de giro críticos del diagrama de Campbell de hasta un 11%.

En la Figura 7 se pueden ver las medidas experimentales con el mismo TC del modelo, estas medidas son en estacionarios desde 20 krpm hasta 150 krpm con incrementos de 10 krpm entre medidas; el ensayo es en condiciones de funcionamiento normal (temperatura y presión de aceite correspondientes a la de motor en el que se encuentra el TC). Estas medidas de movimiento se han realizado con sensores infrarrojos en la punta del eje en el lado del compresor. Existe una buena concordancia con el modelo lineal en los regímenes de giro de los puntos críticos. Se pueden ver los picos de mayor amplitud de movimiento experimental en los regímenes de giro de: 20, 50, 80, 110 y 150 krpm. Estos regímenes de giro se corresponden con los estimados en el modelo a partir del diagrama de Campbell.



**Figura 7.** Órbitas experimentales TC Honeywell-GT14.

### 4. Conclusiones

Los modelos lineales para la estimación de los coeficientes de la película de lubricación en TC todavía tienen un rango muy amplio de magnitudes, según lo calculado y revisado en la bibliografía, estas incertidumbres se deben a que la medida del movimiento del eje en la zona de los cojinetes es muy difícil de realizar y por lo tanto se hacen algunas suposiciones para estimar las zonas de movimiento del eje en el interior del cojinete. Sin embargo, y pese a estas diferencias en los coeficientes lineales el modelo de dinámica rotacional tiene errores en los regímenes correspondientes a los puntos críticos del 11%.

Mediante el diagrama de Campbell se identificaron puntos críticos que presentan puntos estables e inestabilidades. El comportamiento no-lineal de la película de lubricación en TC permite que el turbocompresor pueda trabajar en estos puntos inestables sin problemas en condiciones normales de funcionamiento. Sin embargo, en condiciones extremas de funcionamiento, como por ejemplo, bajas presiones de aceite, los TC pueden presentar problemas de desgaste o anomalías en

su funcionamiento en estos puntos críticos de régimen de giro.

Los modelos lineales, como el presentado en este trabajo, permiten hacer una primera identificación de los regímenes en los cuales el rotor puede tener excitaciones en sus movimientos. Sin embargo, se observa que los picos pueden tener diferentes amplitudes y además el rango de régimen de giro en el que se dan están excitaciones pueden estar relacionadas no solo con excitaciones a una frecuencia síncrona del eje si no con excitaciones no lineales con diferentes frecuencias como por ejemplo, fuerzas pulsantes en las ruedas del compresor y turbina o vibraciones estructurales procedentes del motor.

## Referencias

- [1] M. Vint, "Future ic engine control challenges," *Sae Electronic Systems for Vehicle. Propulsion Symposium*, 2011.
- [2] A. Kelly, "Rotordynamic characterization and comparison of turbocharger bearing systems," *Borg Warner Turbo and Emissions Systems*, 2010.
- [3] R. Tiwari, A. Lees, and M. Friswell, "Identification of seed-dependent bearing parameters," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 254, pp. 967–986, 2002.
- [4] B. Pettinato and R. Flack, "Test results for a highly preloaded three-lobe journal bearing-effect of load orientation on static and dynamic characteristics," *Journal of the Society of Tribologists and Lubrication Engineers*, vol. 57, pp. 23–30, 2001.
- [5] R. Pascual and V. Meruane, "Identificación numérica de parámetros en descansos hidrodinámicos por medio de cfd," *Sociedad Chilena de Mecánica Computacional*, vol. 3, 2005.
- [6] E. Omidreza, P. Zissimos, N. Mourelatos, and V. Vlahopoulos, "Calculation of journal bearing dynamic characteristics including journal misalignment and bearing structural deformation," *Tribology Transactions*, vol. 47, pp. 94–102, 2004.
- [7] M. Deligant, P. Podevin, and G. Descombes, "CFD model for turbocharger journal bearing performances," *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 811–819, 2011.
- [8] Y. Jung, M. Choi, S. Oh, and J. Baek, "Effects of a nonuniform tip clearance profile on the performance and flow field in a centrifugal compressor," *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2012, p. 11, 2012.
- [9] B. Schweizer, "Total instability of turbocharger rotors-physical explanation of the dynamic failure of rotors with full-floating ring bearings," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 328, pp. 165–190, 2009.
- [10] —, "Dynamic and stability of turbocharger rotors," *Archive of Applied Mechanics*, vol. 80, pp. 1017–1043, 2010.
- [11] L. Tian, W. Wang, and Z. Peng, "Dynamic behavior of a full-floating ring bearing supported turbocharger rotor with engine excitation," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 330, pp. 4851–4874, 2011.
- [12] S. Rothberg and J. Bell, "On the application of laser vibrometry to translational and rotational vibration measurements on rotating shafts," *Measurement*, vol. 35, pp. 201–210, 2004.
- [13] Y. Hori, *Hydrodynamic Lubrication*. Springer-Verlag, 2006.
- [14] C. W. Jeng, *Introduction to dynamic of Rotor-Bearing Systems*. Trafford publishing, 2007.
- [15] P. Kamesh, "Oil-whirl instability in automotive turbocharger," Ph.D. dissertation, University of Southampton, 2011.